

Очевидно, что уровень динамической нагруженности элементов трансмиссии от крутильных колебаний, возбуждаемых двигателем, при установке упругофрикцион-

ного демпфера существенно снижается. Даже в небольшом резонансе гармонике $\nu = 3$ в зоне частот вращения 1600–1700 об/мин уровень расчетных нагрузок суще-

ственно ниже, чем в исходном варианте упругого соединения двигателя с насосным колесом посредством торсионного вала.

Библиографический список

1. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Прогнозирование динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии транспортных машин: моногр. Екатеринбург: УрО РАН, 2010. 176 с.
2. Пат. 2464463 РФ. Способ исключения резонансного режима из дотрансформаторной зоны гидромеханической трансмиссии транспортной машины / Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Оpubл. 20.10.2012.

УДК 621.43.052

А.Р. Магзумьянов

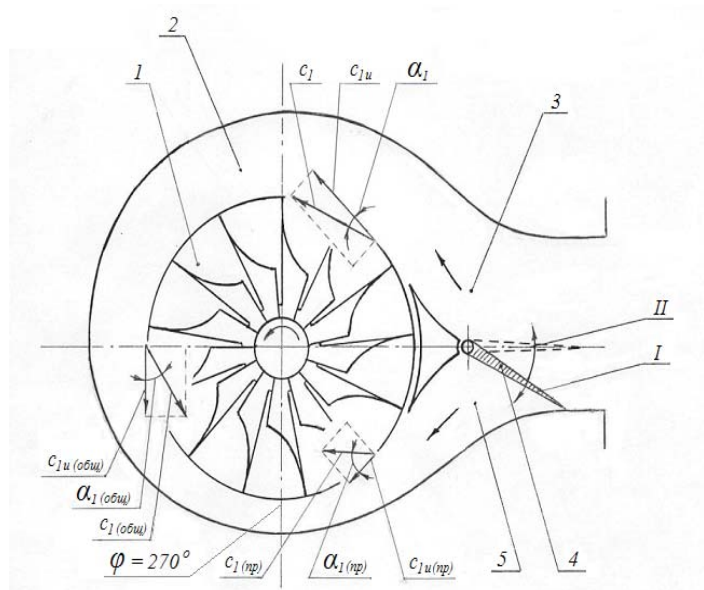
Камская государственная инженерно-экономическая академия - ИНЭКА,
г. Набережные Челны

ОПЫТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ МАЛОРАЗМЕРНОГО ТКР С ПЕРЕМЕННОЙ ЗАКРУТКОЙ ПОТОКА ГАЗА НА ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО

Реализация высокого наддува в ДВС со значениями степени повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_k > 2,5$ связана со сложностью согласования расходных характеристик компрессора и поршневой части КДВС. Последняя задача решается путем применения различных способов регулирования ТКР, наиболее простым и распространенным из которых является пере-

пуск газов мимо турбины [1]. Перепуск газа в турбине осуществляется через специальный перепускной клапан, конструктивно выполненный как клапан механизма газораспределения. При общем снижении потерь на выпуск отработавших газов [2] при применении перепуска несложно предположить наличие сопротивления перепускной магистрали. В [3] предложен «способ

регулирования турбонаддува ДВС» (рис. 1, а), позволяющий снизить мощность турбины, но не за счет перепуска газа мимо турбины, а за счет перераспределения расхода газа в проточной части турбины. Причем часть газа поступает в направлении, обратном направлению вращения рабочего колеса турбины (по каналу 5 при перемещении поворотного клапана 4). Смысл



а



б

Рис. 1. Схема способа регулирования (а) и корпус турбины (б)

данного способа можно объяснить на основе анализа уравнения для определения удельной работы L_U на окружности колеса:

$$L_U = c_{1U} U_{1T} \pm c_{2U} U_{2CP},$$

где c_{1U} , c_{2U} – соответственно окружные составляющие абсолютной скорости на входе и на выходе рабочего колеса турбины (закрутка потока); U_{1T} , U_{2CP} – скорости на окружности рабочего колеса на входе газа и выходе газа. Закрутка потока определяется:

$$c_{1U} = c \cos \alpha_1,$$

где c , α_1 – соответственно абсолютная скорость и угол направления абсолютной скорости в соответствующем сечении.

Предложенный в [3] способ регулирования влияет на закрутку потока на входе в турбину c_{1U} (см. рис. 1, а), а значит, на ее мощность.

С целью проверки эффективности данного способа была проведена серия безмоторных испытаний турбокомпрессора ТКР7С производства ОАО «КАМАЗ». Испытания

проводились на безмоторном стенде методом баланса мощностей.

Предварительная стадия исследований с целью сохранения объекта исследования была проведена на «холодном» газе. Для реализации способа регулирования была разработана оснастка и изготовлены опытные образцы турбокомпрессора с измененным корпусом турбины (рис. 1, б).

За основу взят корпус турбины ТКР7С, серийно выпускаемый ОАО «КАМАЗ». Отличие заключалось в том, что в каждой из полостей двухполостной улитки были установлены поворотные клапаны. Клапаны в ходе эксперимента устанавливались в двух положениях:

1) клапаны закрыты (на рис. 2, б «язычки» клапанов смещены вправо); газ поступает в турбину только по направлению вращения рабочего колеса турбины;

2) клапаны открыты (как показано на рис. 2); газ поступает в турбину частично по направлению вращения рабочего колеса и частично против направления вращения,

создавая отрицательную закрутку на входе в рабочее колесо.

Характеристики турбинной ступени были получены в виде:

$$G_{T.прив} = f_1(\pi_T, n_{T.прив})$$

$$\text{и } \eta_{Te} = f_2(p_T, n_{T.прив}),$$

где $G_{T.прив} = G_T \cdot \sqrt{T_T} / P_T$ – приведенный расход газа через турбину, $\text{м}^2 \cdot \sqrt{\text{К}} / \text{с}$, η_{Te} – эффективный КПД турбины; $\pi_T = P_1 / P_2$ – степень понижения давления газа в турбине, $n_{T.прив} = n_T / \sqrt{T_T}$ – приведенная частота вращения ротора турбины, $\text{мин}^{-1} / \sqrt{\text{К}}$; P_T , T_T – соответственно давление, МПа, и температура, К, газа перед турбиной; n_T – частота вращения ротора (вала) турбины, мин^{-1} ; P_2 – давление газа за турбиной, МПа; G_T – расход газа через турбину, кг/с.

Поскольку опыты проводились на «холодном» газе (атмосферном воздухе), вместо $n_{T.прив}$ использовались значения n_T .

Характеристики опытной турбины представлены на рис. 2, а. Для сравнения на рис. 2, б показаны характеристики турбины с перепуском газа мимо турбины через

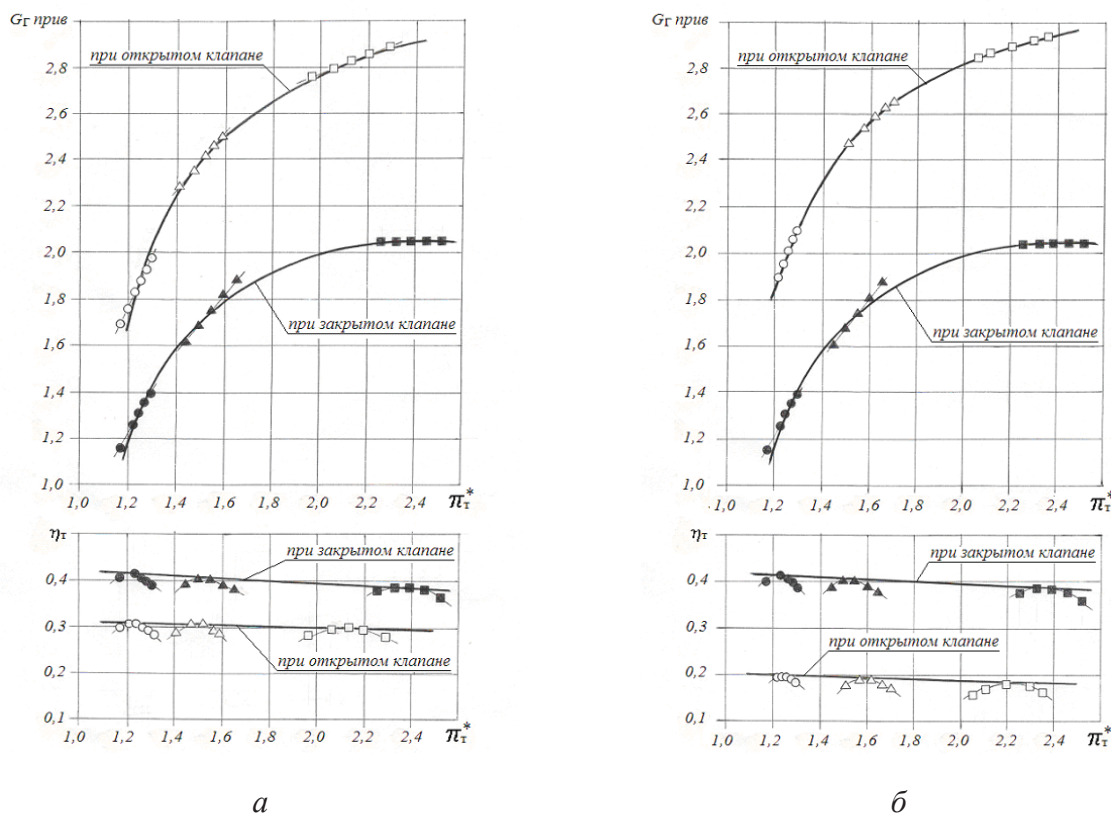


Рис. 2. Характеристика турбины ТКР7С: а – с перепуском газа в направлении, обратном направлению вращения рабочего колеса турбины; б – с перепуском газа мимо турбины, при частоте вращения ротора турбины: \circ – 40 000 мин^{-1} ; \triangle – 60 000 мин^{-1} ; \square – 80 000 мин^{-1}

перепускной клапан. Пропускная способность обоих вариантов турбин обеспечивалась одинаковой как при открытом, так и при закрытом положении клапанов.

Из полученных результатов следует:

1) при перепуске газа мимо турбины значения эффективного КПД турбины ниже (клапан открыт), чем

в случае с перепуском газа в направлении, обратном направлению вращения рабочего колеса и частичным созданием отрицательной закрутки газа на входе в колесо;

2) повышение КПД при частичном создании отрицательной закрутки можно объяснить меньшими потерями энергии, чем при перепуске газа через перепускной клапан;

3) в комбинированном двигателе с газотурбинным наддувом снижение потерь энергии на выпуск газа приведет к снижению затрат энергии на реализацию насосных ходов (газообмен), как следствие – возможность повышения индикаторного КПД самого двигателя и снижение удельного эффективного расхода воздуха.

Библиографический список

1. Румянцев В.В., Тиунов С.В., Биктимиров Р.Л. Регулирование турбокомпрессоров автомобильных двигателей. Набережные Челны: Изд-во Камск. гос. инж.-экон. акад., 2010. 212 с.
2. Гатауллин Н.А. Разработка, исследовательские испытания и доводка малоразмерных турбокомпрессоров: дис. ... канд. техн. наук. Казань, 1998. 22 с.
3. Решение о выдаче патента № 20009142905/06(061111). Дата подачи заявки 19.11.2009 (автор Магзумьянов А.Р.).

УДК 338

В.С. Макаров, С.В. Макарова

*Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева,
г. Нижний Новгород*

КЛАССИФИКАЦИЯ МЕТОДОВ ОЦЕНОК, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Группы, по которым можно рассматривать методы сравнения и оценок различных альтернатив, по качественным и количественным критериям следующие.

1. Сравнение нескольких альтернатив, в оценках имеющих абсолютные значения. Так, для множества альтернатив $A = (A_1, A_2, \dots, A_n)$, для каждого из элементов которого характерна оценка X_i , равная некоторой величине.

Причем в рамках предлагаемой классификации элементы множества X могут быть как просто набором случайных чисел (в том числе определяться экспертами), так и зависеть от прочих параметров, т.е. $X_i = f(\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_j, \dots, \lambda_n)$.

В результате имеем, что для каждого элемента множества ставится в соответствие критерий, имеющий размерность в абсолютных величинах (может обозначать единицы массы, длины, стоимости, относительных показателей и пр.).

2. Сравнение нескольких альтернатив относительно какого-либо эталона.

Так, для множества альтернатив $B = (B_1, B_2, \dots, B_n)$, для каждого из элементов которого характерна оценка $y_i = Y_i/Y_n$. Выражение для может быть представлено, как в пункте 1, как просто числом, так и некой функциональной зависимостью.

В результате имеем, что для каждого элемента множества B ставится в соответствие критерий u , имеющий безразмерную величину или, как правило, имеющий значение, одинаковое с единицей измерения (может обозначать единицы массы/единицы массы, единицы длины/единицы длины, единицы стоимости/единицы стоимости и пр.).

3. Сравнение нескольких альтернатив, в оценках носящих двойственный характер, с двумя возможными вариантами существования.

Так, для множества альтернатив $C = (C_1, C_2, \dots, C_n)$, для которых характерно наличие или отсутствие каких-либо свойств, множество оценок будет выглядеть следующим образом: $Z = (Z_1, Z_2, \dots, Z_n)$, где $Z_i = 0, 1$.

В результате имеем, что для каждого элемента множества C ставится в соответствие критерий Z ,

имеющий размерность либо 0, либо 1 (может означать наличие или отсутствие какого-либо свойства у объекта).

4. Сравнение нескольких альтернатив, в оценках имеющих значение в относительных единицах, с использованием методов, основанных на предпочтении экспертов. Причем в рамках предлагаемого метода не имеет значение сравнение носит множественный либо попарный характер.

Так, для множества альтернатив $D = (D_1, D_2, \dots, D_n)$ имеется экспертная оценка $U = (U_1, U_2, \dots, U_n)$.

Применение методов данной группы может быть использовано для сравнения элементов множества D , для которых целесообразно выразить значение элементов не в абсолютных оценках (иногда это невозможно), а, используя предпочтения экспертов, в относительных.

Также методы данной группы могут быть использованы (это удобно) при определении степени влияния разнородных оценок элемента D_i на обобщенную оценку по ряду разнородных критериев.